Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 37, 1, 2025. (71-90)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Numerical Simulation of Heat Pipe-PEM Fuel Cell Coupling and Investigating the Effect of Geometrical Parameters on the Thermal Performance of Fuel Cell

Research Article

Ebrahim Afshari[1], Mehdi Mortazavi[2], Elnaz Zohravi[3]

doi 10.22067/jacsm.2024.88572.1272

Abstract

Heat management in the polymer membrane fuel cell is very necessary in order to achieve the maximum suitable temperature and temperature distribution inside the cell. The heat pipe, with its unique features and no power consumption, is a very suitable option for cooling and heat management of the fuel cell. In this article, in the first step, by presenting the governing equations of the heat pipe, the simulation of the heat pipe is dealt with separately. In the second step, the heat pipe(s) are installed inside the fuel cell and the modeling of the heat pipe-fuel cell coupling and the effect of the installation position and the number of heat pipes inside the fuel cell for its cooling are discussed. The results show that for the selected fuel cell, 1 heat pipe is not suitable (the maximum temperature of the cell is 396 K) and 2 heat pipes are needed. By installing 2 pipes symmetrically with a distance of 25 mm from the side of the fuel cell and 25 mm from the center, the maximum temperature of the fuel cell becomes 361 Kelvin, which reduces the maximum temperature in the fuel cell compared to other positions of installing the pipes.. This shows that the symmetrical placement of the pipes reduced the maximum temperature and creates a more uniform distribution of the temperature on the fuel cell.

Key Words polymer membrane fuel cell, cooling, temperature distribution, heat pipe.

1. Introduction

Proton Exchange Membrane (PEM) fuel cells are characterized by their high efficiency; however, a considerable amount of heat is generated during operation, comparable to the electrical power output. To ensure optimal performance, it is crucial to effectively dissipate the heat produced within the cell. Since the membrane must retain adequate moisture to facilitate proton conduction, operating the cell at temperatures exceeding the optimal range leads to membrane dehydration. This, in turn, increases the cell's ohmic resistance and may result in membrane rupture. Conversely, operating at temperatures below the optimal range diminishes reaction rates and output power, promotes water condensation, and exacerbates concentration losses, thereby impairing cell performance.

Maintaining a uniform temperature distribution within the fuel cell is essential to extend its service life and prevent the formation of localized hot spots. The integration of heat pipes into the fuel cell cooling system offers an effective solution for removing excess heat and mitigating temperature non-uniformities. Additional advantages of heat pipes include their compact structure, absence of moving parts, reliance on thermal phase change mechanisms, and elimination of the need for external power sources for cooling. These features collectively simplify the cooling system design and enhance the overall efficiency of the fuel cell. A heat pipe transfers thermal energy from a hot source to a cold sink through capillary action driven by a wick structure and a working fluid.

Although the application of heat pipes in fuel cell cooling systems has attracted some attention, only a limited number of studies have been conducted. In most cases, the heat pipe is modeled as a conventional pipe with high thermal conductivity, and the thermal performance of the fuel cell is subsequently analyzed. Typically, the temperature distribution along different sections of the heat pipe is first determined. Thereafter, the heat pipe is coupled with the fuel cell to evaluate the temperature distribution within the bipolar plate.

2. Heat pipe technology in fuel cell

In a heat pipe, heat is transferred from a hot source to a cold source using capillary forces generated by a wick or

---

*Manuscript received June 18, 2024. Revised July 9, 2024, Accepted, October 6, 2024.

[1] Corresponding Author: Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan.
Email: e.afshari@eng.ui.ac.ir

[2] Associate Professor, Department of Aerospace Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan.

[3] PhD, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Isfahan.

porous material in combination with a working fluid. A heat pipe consists of a sealed chamber lined with a wick and filled with a liquid near its saturation temperature. As shown in Fig. 1, the length of the heat pipe is divided into three regions: the evaporator, located near the heat source; the condenser, positioned near the heat sink; and the middle section, referred to as the adiabatic region.

The vapor-liquid interface, typically located near the inner edge of the wick, separates the liquid phase inside the wick from the vapor phase inside the tube. Heat transferred to the evaporator through the chamber is absorbed by the liquid-saturated wick, causing the liquid to evaporate and the vapor to flow toward the evaporator. The capillary force generated at the evaporator interface increases the pressure difference between the vapor and liquid phases. The vapor then flows through the adiabatic section and enters the condenser. In the condenser, the vapor condenses, and similar capillary forces are produced. The heat released during condensation is transferred to the cooling reservoir through the wetted wick material and the chamber wall.

Subsequently, the condensed liquid is returned to the evaporator by the pressure difference generated by the capillary forces between the evaporator and condenser. This cycle continues as long as sufficient capillary pressure exists to drive the return of the liquid.

In polymer electrolyte membrane (PEM) fuel cells, in addition to removing the heat generated during operation, achieving a uniform temperature distribution and minimizing temperature gradients are critical for maintaining performance. Due to the use of a phase-change mechanism, heat pipe technology can be effectively applied for fuel cell cooling. The selection of a suitable type of heat pipe for PEM fuel cell cooling depends on the required heat transfer capacity.

Figure 2 illustrates the integration of a heat pipe within the fuel cell structure. The evaporator section is embedded inside the bipolar plates, while the condenser is positioned outside the cell and cooled by either natural or forced convection.

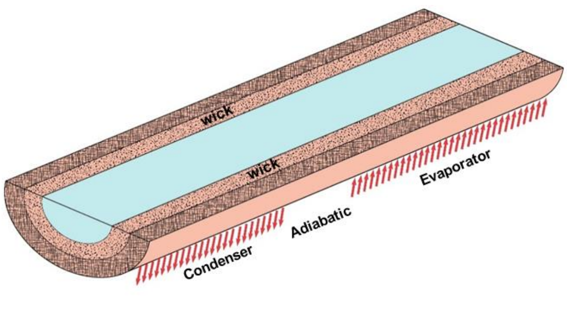


Fig. 1. Schematic of heat pipe

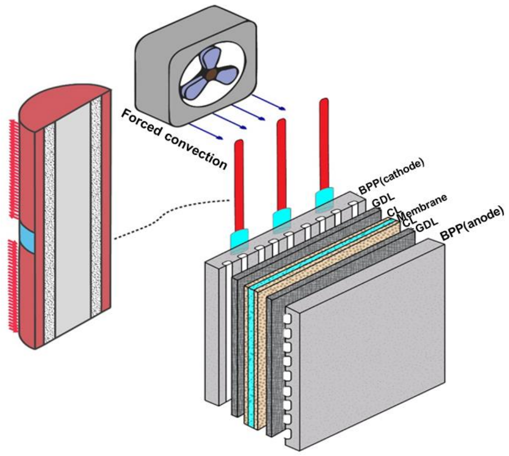


Fig. 2. Schematic of the heat pipe and its location in the polymer membrane fuel cell.

3. Results

The mathematical model of the heat pipe is compared with reference data in Fig. 3. According to the figure, the results of the mathematical model are in very good agreement with the experimental results in such a way that the maximum error is less than 3%. Therefore, the mathematical model provides good estimates of the heat dissipation capacity of the pipe. The heat pipe considered in this study is used in a sintered wick structure fuel cell.

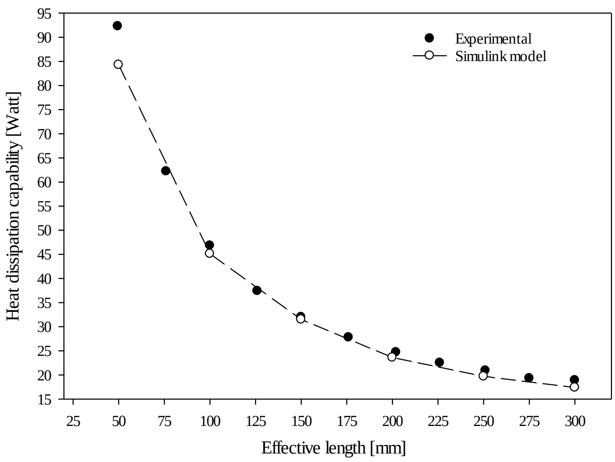


Fig. 3. Comparison of the mathematical model and experimental data: heat dissipation capacity by the heat pipe

The temperature distribution inside this fuel cell plate is shown in Fig. 4 by installing a heat pipe inside its polar plate and applying a 50-W heat flux on a cell surface (the lower surface of the polar plate). The heat pipe is mounted in the middle of the polar plate, leading to that the center of the polar plate to cool down sufficiently. The purpose of this paper is to assess cooling process using a heat pipe and the walls of the cooling plate are insulated; hence, only the effect of the heat pipe is investigated. However, in practice, the outer surface of the cell exchanges heat with the surrounding. Heat exchange due to free or even forced convection causes the edges of the polar plates, which have high temperature according to Fig. 4, to cool down as well. If the heat pipe cools the temperature of the middle part of

the fuel cell sufficiently, part of the heat of the cell can be removed and the side areas of the cell can be cooled. Therefore, the installation location of the heat pipe is appropriate. The applied heat flux is actually obtained from the analysis of the electrochemical performance of the fuel cell. Other surfaces are insulated. As it is observed in the figure, the maximum temperature of the cell is 396 K. The maximum temperature obtained is high, which indicates the inadequacy of using one heat pipe.

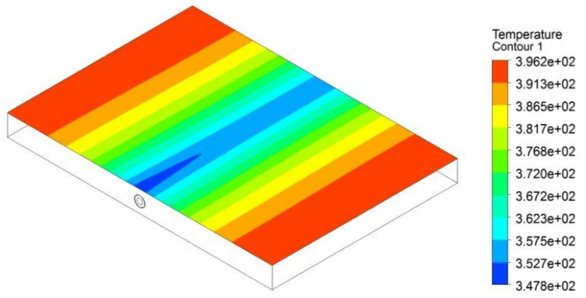


Fig. 4. Temperature distribution through the fuel cell using a single heat pipe.

The temperature distribution is illustrated in Fig. 5 by integrating two heat pipes inside the fuel cell and a heat flux of 50W applied on one the fuel cell surface. The distance between the pipes is 25mm from the sides and 25mm from the center. The maximum temperature of the cell is 361K. The symmetrical placement of the heat pipes reduces the maximum temperature and creates a more uniform distribution of the temperature on the fuel cell.

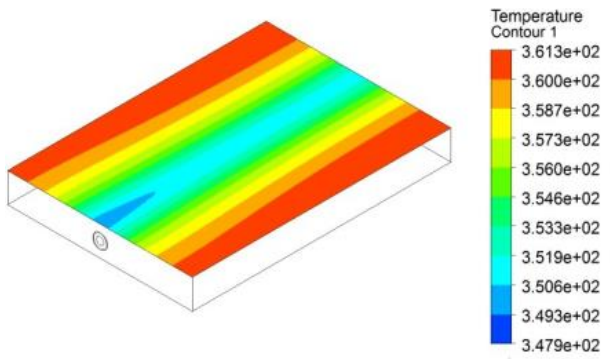


Fig. 5. Temperature distribution through the fuel cell using two heat pipes

4. Conclusions

This paper presents the mathematical simulation of a heat pipe combined with a polymer membrane fuel cell. One or two heat pipes are embedded inside the fuel cell to perform simultaneous numerical modeling of the heat pipe and fuel cell. The main results are as follows:

1) Using one heat pipe leads to of the cell maximum temperature becomes 396K; hence, one heat pipe is not suitable and two heat pipes are required. The capacity of the heat pipe is not the only technique for heat removal from the fuel cell thermally.

2) When two heat pipes are installed in the fuel cell symmetrically, the maximum temperature of the cell becomes 361K, which is better than the installation of one heat pipe.

3) Symmetrical placement of heat pipes mitigates the maximum temperature and creates a more uniform distribution of temperature on the cell. Uniform temperature results in uniform distribution of current density, improving the cell performance.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک،۳۷، ۱، ۱۴۰۴. (۹۰-۷۱)

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

شبیه‌سازی کوپلینگ لوله حرارتی ـ پیل سوختی غشا پلیمری و بررسی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد حرارتی پیل سوختی*

مقاله پژوهشی

ابراهیم افشاری (۱)   مهدی مرتضوی بک (۲)   الناز زهروی (۳)

10.22067/jacsm.2024.88572.1272

چکیده *مدیریت حرارت در پیل سوختی غشا پلیمری به منظور دستیابی به ماکزیمم دمای مناسب و توزیع دما در داخل پیل بسیار ضروری است. لوله حرارتی با ویژگی‌های منحصر به فرد و عدم مصرف توان، گزینه بسیار مناسبی برای خنک‌کاری و مدیریت حرارت پیل سوختی است. در این مقاله در گام اول، با ارائه معادلات حاکم بر لوله حرارتی به شبیه‌سازی ریاضی لوله حرارتی به صورت مجزا پرداخته شده است. در گام دوم لوله(ها) حرارتی در داخل پیل تعبیه شده است و به مدل‌سازی عددی کوپلینگ لوله حرارتی ـ پیل سوختی به کمک نرم افزار انسیس ـ فلوینت و تأثیر موقعیت تعبیه و تعداد لوله حرارتی در داخل پیل سوختی جهت خنک‌کاری آن پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که برای پیل سوختی انتخاب شده، ۱ عدد لوله حرارتی مناسب نبوده (ماکزیمم دمای پیل ۳۹۶ کلوین) و به ۲ عدد لوله حرارتی نیاز است. با تعبیه ۲ لوله به صورت متقارن با فاصله لوله‌ها از کنار پیل ۲۵ میلی‌متر و از مرکز ۲۵میلی‌متر، ماکزیمم دمای پیل برابر با ۳۶۱ کلوین می‌شود که نسبت به موقعیت‌های دیگر تعبیه لوله‌ها شاهد کاهش دمای ماکزیمم در پیل سوختی هستیم. این موضوع نشان می‌دهد که جای‌گذاری متقارن لوله‌ها ماکزیمم دما را کاهش می‌دهد و توزیع یکنواخت‌تری از دما روی پیل سوختی ایجاد می‌کند.*

واژه‌های کلیدی پیل سوختی غشا پلیمری، خنک‌کاری، توزیع دما، لوله حرارتی.

مقدمه

پیل سوختی غشا پلیمری دارای راندمان بالایی است؛ اما میزان قابل توجهی حرارت در این پیل تولید می‌شود که قابل مقایسه با توان الکتریکی تولیدی در آن است. به منظور دستیابی به عملکرد مناسب پیل سوختی غشا پلیمری، دفع مؤثر گرمای تولید شده در پیل ضروری است [1,2]. مدیریت حرارت در پیل سوختی، دفع گرمای تولید شده در داخل توده پیل و البته به صورت کنترل شده به محیط اطراف است. از آنجا که غشا پلیمری باید دارای رطوبت کافی باشد تا هدایت پروتون را به خوبی صورت دهد؛ عملکرد پیل در دماهای بالاتر از محدوده دمای کاری باعث خشک شدن غشا و به تبع آن افزایش مقاومت اهمی پیل، انقباض و گسیختگی غشا و در دماهای پایین‌تر از محدوده دمای کاری، باعث کاهش نرخ واکنش‌ها، ولتاژ، بازده، توان خروجی و همچنین باعث میعان آب و وقوع پدیده غرقاب‌شدگی (Flooding) در سمت کاتد و تشدید افت غلظتی عملکرد پیل می‌شود.

توزیع یکنواخت دما در پیل سوختی عمر مفید پیل را افزایش می‌دهد و از تشکیل نقاط داغ موضعی جلوگیری می‌کند. تشکیل گرادیان‌های دمایی در نقاط مختلف سطح فعال پیل ممکن است

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۳/۲۹ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۷/۱۵ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول: استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان.   **Email**: e.afshari@eng.ui.ac.ir

(۲) دانشیار، گروه مهندسی هوافضا، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان.

(۳) محقق پسا دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اصفهان.

موجب خشکی غشا در برخی نقاط آن شود و پایداری عملکرد غشا را تضعیف کند. بنابراین هر چه یکنواختی توزیع دما در پیل بالاتر باشد، عمر مفید پیل بالاتر می‌رود و همچنین عملکرد پیل نیز بهبود پیدا می‌کند. در واقع غیر یکنواختی توزیع دما باعث می‌شود نرخ واکنش‌های الکتروشیمیایی در محل‌های مختلف پیل سوختی متفاوت باشد. علاوه بر این‌ها انتقال گرما توسط جریان-های واکنش دهنده و محصولات تقریبا ناچیز است [2]. بنابراین فرایند انتقال گرما به بیرون پیل باید توسط سیستم خنک‌کاری انجام شود. این عوامل باعث می‌شود که مدیریت گرما در پیل بسیار چالش برانگیز باشد.

استفاده از سیال آب یا هوا و عبور این سیال‌ها از داخل کانال-های خنک‌کاری تعبیه شده در پیل سوختی، روشی متداول برای خنک‌کاری پیل سوختی غشا پلیمری است. با این حال، این روش خنک‌کاری می‌تواند گرادیان حرارتی بالایی را درون پیل سوختی به‌خصوص در چگالی‌های توان الکتریکی بالا ایجاد کند. یکی از راه‌های افزایش عملکرد پیل، کاهش گرادیان دما در قسمت‌های مختلف آن است که این امر می‌تواند با مدیریت جریان سیال خنک‌کاری تا حدودی بهبود یابد. هر چند طراحی‌ها و آرایش‌های مختلفی برای کانال‌های جریان خنک‌کاری در پیل سوختی غشا پلیمری پیشنهاد شده است؛ اما غیریکنواختی دما داخل پیل هنوز هم از مشخصه‌های تمامی آرایش‌های این کانال‌ها است. خنک-کاری با آب مستلزم مصرف توان الکتریکی به منظور پمپ کردن آب در مدار خنک‌کاری است. اگر از هوا هم برای خنک‌کاری استفاده گردد؛ دمنده نیاز به توان دارد. از این‌رو هر دو روش خنک‌کاری با آب و هوا باعث افزایش توان مصرفی جانبی سیستم پیل سوختی می‌گردد.

استفاده از لوله حرارتی در سیستم خنک‌کاری پیل سوختی به منظور دفع گرمای پیل و رفع مشکل عدم یکنواختی توزیع دما در داخل پیل است. مزیت لوله حرارتی نسبت به دیگر روش‌های مرسوم این است که می‌تواند مقدار زیادی گرما را با اختلاف دمای کم در فواصل نسبتا طولانی انتقال دهد، ضمن اینکه مصرف توان نیز در لوله حرارتی صفر است. در کاربردهایی از قبیل سرمایش قطعات داخل ماهواره، از آنجا که منابع تولید توان با فاصله نسبتا زیاد از بدنه ماهواره (محل دفع گرما) قرار دارند؛ این مزیت لوله‌های حرارتی بسیار مهم است. لوله‌های حرارتی با سیال کاری مایع ـ فلز می‌توانند هدایت حرارتی هزار یا حتی تا ده‌ها هزار برابر بالاتر از بهترین رساناهای فلزی داشته باشند [3]. دیگر مزایای لوله حرارتی داشتن ساختار جمع و جور، نداشتن قطعات متحرک اضافی، استفاده از تغییر فاز حرارتی و عدم نیاز به تأمین توان خارجی برای خنک‌کاری است که موجب سادگی طرح سیستم خنک‌کاری و افزایش بازده پیل سوختی می‌شود. لوله حرارتی گرما را از منبع گرم (پیل سوختی) به منبع سرد (محیط) با استفاده از نیروهای مویینگی تولید شده توسط فتیله یا ماده متخلخل و یک سیال کاری انتقال می‌یابد. لوله حرارتی شامل یک محفظه پوشیده شده با فتیله است که با مایعی در نزدیکی دمای اشباع آن پر شده است. طول لوله حرارتی به سه منطقه شامل اواپراتور که نزدیک منبع گرما قرار دارد، کندانسور که در نزدیکی چاه گرمایی است و قسمت میانی که آدیاباتیک نام دارد، تقسیم می‌شود. گرمای منتقل شده از پیل سوختی به اواپراتور از طریق محفظه به فتیله پر شده از مایع انتقال می‌یابد و باعث تبخیر مایع شده و بخار به داخل بخش هسته اواپراتور جریان می‌یابد. نیروی مویینگی تولید شده توسط فصـــل مشترک اواپراتور، اختلاف فشار بین بخار و مایع را افزایش می‌دهد. بخار در هسته اواپراتور از طریق منطقه آدیاباتیک جریان می‌یابد و به کندانسور وارد می‌شود. بخار چگالیده می‌شود؛ نیروهای مویینگی مشابهی در کندانسور تولید می‌شود؛ اگر چه مقدار آن‌ها نسبت به اواپراتور بسیار کمتر است. گرمای آزاد شده در کندانسور از طریق ماده فتیله مرطوب و محفظه، به مخزن خنک منتقل می‌شود. سپس بخار چگالیده شده توسط اختلاف فشار مایع ناشی از نیروی مویینگی بین اواپراتور و کندانسور، به سمت اواپراتور پمپ می‌شود. این فرایند تا زمانی ادامه می‌یابد که فشار مویینگی کافی برای برگرداندن بخار چگالیده شده به اواپراتور وجود داشته باشد.

در زمینه خنک‌کاری پیل سوختی غشا پلیمری مطالعات زیادی انجام شده است. ون و هوانگ [4]، یک روش جدید خنک‌کاری پیل سوختی ارائه دادند. در این روش بیشتر گرمای اتلافی توسط هدایت حرارتی از طریق یک ورق گرافیتی پیرولیتیک منتقل می‌شود و سپس گرما از طریق جابه‌جایی طبیعی به هوای محیط منتقل می‌شود. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که ورق گرافیتی پیرولیتیک حداکثر دمای پیل را به طور مؤثر کاهش می-دهد و موجب بهبود عملکرد پیل در استوکیومتری کاتدی بالا می‌شود. یو و همکاران [5]، شش طرح مختلف کانال (یک میدان جریان مارپیچی معمولی، چهار میدان جریان مارپیچی چند مسیره

و یک میدان جریان حلزونی) را به عنوان میدان‌های جریان خنک‌کننده در صفحات خنک‌کاری بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که میدان‌های مارپیچی چند مسیره از لحاظ دمای حداکثر و یکنواختی دما در مقایسه با میدان جریان مارپیچی معمولی عملکرد بهتری دارند. مطالعه عددی عملکرد توده پیل سوختی با خنک‌کاری مایع توسط ساسمیتو و همکاران [6] انجام شد که به بررسی اثر طرح‌های مختلف کانال‌های گاز و خنک-کننده پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که طراحی کانال هیبریدی جدید بهترین عملکرد را به همراه دارد؛ زیرا دارای توان پمپاژ پایین‌تر و مدیریت حرارتی، آب و گاز مناسب‌تری نسبت به کانال‌های معمولی است. بوید و هومان [7]، مدل سه‌بعدی مبدل حرارتی هوا خنک که در آن از فوم فلزی استفاده شده بود را به منظور مدیریت حرارت سیستم‌های پیل سوختی به صورت عددی شبیه‌سازی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که طراحی جدید می‌تواند منجر به توزیع دمای یکنواخت به ویژه در سرعت‌های بالاتر جریان هوا شود. فلای و همکاران [8]، دو روش خنک‌کاری به کمک مایع بدون تغییر فاز و خنک‌کاری با سیالی که تغییر فاز داده و تبخیر می‌شود را در پیل سوختی وسایل نقلیه با توان بالا با هم مقایسه کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که در صورت استفاده از یک رادیاتور آلومینیومی، با تغییر روش خنک‌کاری مایع به روش تبخیری، مساحت رادیاتور ۲۷٪ کاهش می‌یابد. برای اینکه نیاز به یک مرطوب‌ساز بزرگ نباشد و بار خنک‌کاری پیل کاهش یابد؛ هوانگ و کیم [9] یک مرطوب‌ساز برای سمت کاتد و یک سیستم خنک‌کاری تبخیری با استفاده از مخلوط‌کن اسپری هوای خارجی طراحی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که روش تزریق مستقیم آب، پیشنهاد شده در این مطالعه، در رطوبت کاتد و خنک‌کاری توده پیل سوختی در چگالی‌های جریان بالا بسیار مؤثر است. به منظور محاسبه جریان سیال و میزان انتقال حرارت در صفحات خنک‌کاری پیل سوختی غشا پلیمری، شبیه‌سازی عددی این صفحات توسط افشاری و همکاران [2] انجام شد. در این مدل از کانال‌های زیگزاگی شکل به عنوان توزیع کننده سیال خنک‌کننده استفاده شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که حداکثر دمای سطح، اختلاف دمای سطح، میانگین دمای سطح و شاخص یکنواختی دما در مدل کانال‌های زیگزاگی پایین‌تر از مقادیر مربوطه در کانال‌های مستقیم است. چوی و همکاران [10]، با مقایسه دو روش خنک‌کاری دو فاز و تک فاز آب به صورت عددی، تأثیر روش‌های خنک‌کاری بر توزیع دما در پیل سوختی غشا پلیمری را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که توزیع دما در روش خنک‌کاری دو فاز دارای یکنواختی بیشتری نسبت به روش خنک‌کاری تک فاز، به ویژه در چگالی جریان‌های بالا، است. امیر فضلی و همکاران [11]، با یک مطالعه پارامتری، تأثیر ابعاد کانال خنک‌کاری و میدان جریان بر مدیریت حرارتی توده پیل سوختی را بررسی کردند. یک مدل عددی ـ تحلیلی به منظور بررسی پارامترهای هندسی توده پیل از جمله ابعاد کانال میدان جریان خنک‌کاری، اندازه و انواع مختلف منیفولد بر یکنواختی دمای توده پیل ارائه شد. مطالعه تجربی رفتار حرارتی پخش کننده گرمای در حالت دو فازی به عنوان یک سیستم خنک‌کاری برای خنک‌کاری در پیل سوختی توسط رویلر و همکاران [12] انجام شده است. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که پخش کننده گرمای در حالت دو فازی در یک سیستم خنک‌کاری کارآمد است و باعث یکنواختی دما در هسته پیل می‌شود. فقری و گوو [13]، کاربرد فناوری لوله حرارتی در سیستم‌های پیل سوختی را تشریح کردند که شامل طرح‌های توده جدید با لوله‌های حرارتی به منظور بهبود انتقال حرارت و همچنین کار روی طراحی و مهندسی سیستم پیل سوختی با به کار بردن مفهوم لوله حرارتی است. با این وجود، آن‌ها در کاربردهایی مانند پیل‌های سوختی به علت شکل نامناسب اواپراتور خود محدودیت داشتند. برای حل این مشکل جونگ و همکاران [14] یک لوله حرارتی حلقوی با اواپراتور دو طرفه تخت نازک را طراحی کردند. نتایج نشان می‌دهند که در محدوده بار حرارتی ۳۰–۱۰ وات، دمای عملیاتی لوله حرارتی حلقوی در محدوده ۸۰ تا ۹۰ درجه سلسیوس است. طراحی یک سیستم ساخته شده از یک حلقه پمپاژ مویینگی (Capillary Pumped Loop) متصل به مجموعه‌ای از لوله‌های حرارتی رسانایی ثابت (Constant Conductance Heat Pipes)، به عنوان جایگزینی برای خنک‌کاری و کنترل حرارتی پیل سوختی توسط سیلوا و همکاران [15] پیشنهاد شد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که تمام آزمایش‌ها با سیستم پیشنهادی برای انتقال گرما و حفظ دمای کاری در محدوده مورد نظر برای پیل سوختی موفق بوده است. کلیمنت و وانگ [16]، به بررسی تجربی عملکرد لوله حرارتی نوسانی (Pulsating Heat Pipe) برای کاربرد در خنک‌کاری پیل سوختی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که ادغام لوله‌های

حرارتی نوسانی در صفحات دو قطبی، نیاز به تجهیزات خنک-کاری کمکی را از بین می‌برد و در نتیجه باعث کاهش تلفات پارازیتی و افزایش تولید انرژی می‌شود. ارو و بازو [17]، به تحلیل عددی و تجربی یک لوله حرارتی تخت نازک به عنوان جایگزینی مطمئن برای خنک‌کاری پیل سوختی غشا پلیمری پرداختند. مشاهده شد که لوله حرارتی قادر به دفع گرما تا ۱۲ وات، با توجه به دمای عملکرد لوله حرارتی است. شیرزادی و همکاران [18]، یک روش جدید برای خنک‌کاری پیل ارائه دادند که در آن بیشترین میزان حرارت توسط لوله‌های حرارتی با سناریوهای مختلف خنک‌کاری در بخش کندانسور، منتقل شده است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که با استفاده از جابه‌جایی اجباری با آب به عنوان سیال کاری (عامل) در بخش کندانسور لوله حرارتی، به حداقل تعداد لوله‌های حرارتی در مقایسه با سایر سناریوها نیاز است. هیونگ و همکاران [19] پیشنهاد استفاده از لوله حرارتی تخت برای خنک‌کاری پیل سوختی را داده‌اند. آن‌ها یک مجموعه آزمایشگاهی برای بررسی و مقایسه خنک‌کاری با لوله حرارتی با خنک‌کاری مایع ساخته و مورد استفاده قرار دادند.

بر اساس مطالعات پیشین، بررسی‌های اندکی در مورد کاربرد لوله حرارتی برای خنک‌کاری پیل سوختی انجام شده و در اکثر کارهای انجام شده، لوله حرارتی صرفا به عنوان یک لوله معمولی با ضریب هدایت حرارتی بالا در نظر گرفته شده و عملکرد حرارتی پیل سوختی بررسی شده است. در این مقاله در ابتدا با مدل‌سازی لوله حرارتی، توزیع دما در قسمت‌های مختلف آن محاسبه شده است. در ادامه لوله حرارتی با صفحه قطبی پیل سوختی کوپل شده است و این مجموعه مدل‌سازی عددی شده و توزیع دما در داخل صفحه قطبی پیل سوختی به دست آمده است. بررسی جانمایی و محل قرارگیری لوله حرارتی در پیل و تأثیر آن بر ماکزیمم دما و همچنین توزیع دمای پیل سوختی از دیگر نوآوری‌های این کار می‌باشد.

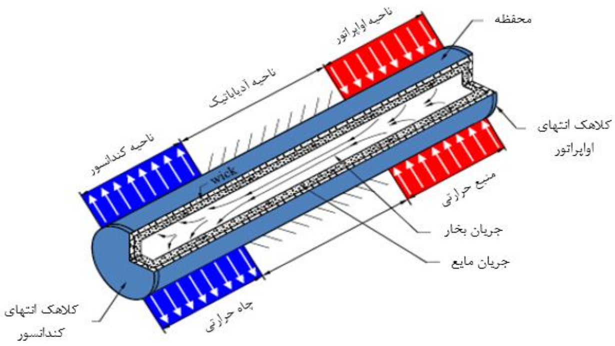
فناوری لوله حرارتی در پیل سوختی

لوله حرارتی یک وسیله انتقال حرارت غیرفعال است که با هدایت حرارتی مؤثر بسیار بالا به عنوان ابررسانای گرما شناخته می‌شود؛ زیرا دارای ظرفیت انتقال حرارتی بسیار بالایی است. در لوله حرارتی، گرما توسط جریان دو فازی منتقل می‌شود. لوله حرارتی برای کاربردهایی نظیر جداسازی منبع گرمایی و چاه گرمایی، حفظ دمای یکنواخت و ثابت و کنترل دما مورد استفاده قرار می-گیرد [20]. در لوله حرارتی با استفاده از نیروهای مویینگی ایجاد شده توسط فتیله یا ماده متخلخل و به کمک یک سیال کاری، گرما از یک منبع گرم به منبع سرد انتقال می‌یابد. لوله حرارتی شامل یک محفظه پوشیده شده با فتیله است و با مایعی در نزدیکی دمای اشباع آن پر شده است. مطابق شکل (۱)، طول لوله حرارتی به سه منطقه شامل اواپراتور که نزدیک منبع گرما قرار دارد، کندانسور که در نزدیکی چاه گرمایی است و قسمت میانی که ناحیه آدیاباتیک نام دارد، تقسیم می‌شود. فصل مشترک بخار ـ مایع معمولا در نزدیکی لبه داخلی فتیله، مایع داخل فتیله را از بخار درون لوله جدا می‌کند. گرمایی که از طریق محفظه به اواپراتور منتقل می‌شود؛ به فتیله پر شده از مایع انتقال می‌یابد و باعث تبخیر مایع شده و بخار به داخل بخش هسته اواپراتور جریان می‌یابد. نیروی مویینگی که توسط فصل مشترک اواپراتور ایجاد شده است، اختلاف فشار بین بخار و مایع را افزایش می‌دهد. بخار در هسته اواپراتور از طریق منطقه آدیاباتیک جریان می‌یابد و به کندانسور وارد می‌شود. بخار چگالیده می‌شود؛ نیروهای مویینگی مشابهی در کندانسور تولید می‌شود؛ اگر چه مقدار آن‌ها نسبت به اواپراتور بسیار کمتر است. گرمای آزاد شده در کندانسور از طریق ماده فتیله مرطوب و محفظه، به مخزن خنک منتقل می‌شود. سپس بخار تقطیر شده که توسط اختلاف فشار مایع ناشی از نیروی مویینگی بین اواپراتور و کندانسور به وجود آمده است؛ به سمت اواپراتور پمپ می‌شود. این فرایند تا زمانی ادامه می‌یابد که فشار مویینگی کافی برای برگرداندن بخار چگالیده شده به اواپراتور وجود داشته باشد [21].

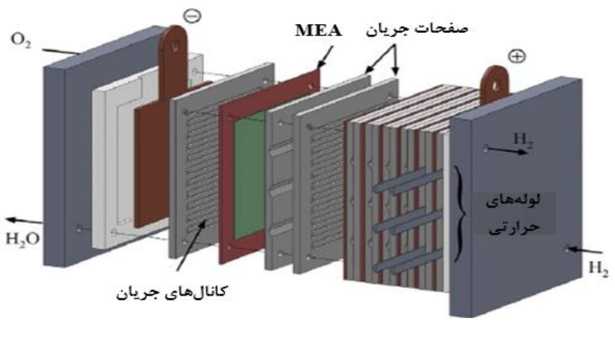
با توجه به سادگی طرح و سهولت ساخت و نگه‌داری، فناوری لوله حرارتی کاربردهای فزاینده‌ای در افزایش عملکرد حرارتی مبدل‌های گرمایی در میکروالکترونیک، ذخیره انرژی در سیستم‌های گرمایشی، تهویه و سیستم‌های تهویه مطبوع، خنک-کاری تجهیزات الکتریکی، خنک‌کاری راکتورهای هسته‌ای و همچنین کاربردهای فضایی دارد. در پیل سوختی غشا پلیمری نیز علاوه بر اینکه گرمای تولیدی در پیل باید دفع شود؛ توزیع یکنواخت دما و کاهش گرادیان دما نیز اهمیت دارد. به دلیل استفاده از فرایند تغییر فاز در لوله حرارتی، استفاده از این فناوری در خنک‌کاری پیل سوختی می‌تواند توسعه یابد. انتخاب نوع مناسب لوله حرارتی برای خنک‌کاری پیل سوختی غشا پلیمری

بستگی به میزان انتقال حرارت دارد. علاوه بر نوع لوله حرارتی، سیال کاری عامل دیگری است که باید مورد توجه قرار گیرد. از آنجایی که دمای عملیاتی لوله‌های حرارتی بستگی به نوع سیال کاری و دمای جوش آن‌ها دارد؛ انتخاب مناسب سیال کاری برای هر نوع پیل سوختی بسیار مهم است. در پیل‌های سوختی غشا پلیمری که در مقایسه با پیل سوختی اکسید جامد دمای کاری خیلی پایین‌تری دارند، سیالات کاری مرسوم آب، اتانول یا متانول می‌باشند [22].

در شکل (۲) کاربرد لوله حرارتی در پیل سوختی نشان داده شده است. بخش اواپراتور این لوله‌های حرارتی در داخل صفحات دو قطبی تعبیه شده و بخش کندانسور آن در بیرون از پیل بوده و به کمک جابه‌جایی طبیعی یا اجباری خنک می‌شود.



شکل ۱ شماتیک یک لوله حرارتی معمولی، اصول عملکرد و گردش سیال کاری



شکل ۲ کاربرد لوله‌های حرارتی در خنک‌کاری توده پیل سوختی غشا پلیمری

مدل‌سازی ریاضی

طراحی توده پیل سوختی

توان الکتریکی ۲/۵ کیلووات به عنوان توان خروجی از یک توده پیل سوختی غشا پلیمری هدف‌گذاری می‌شود. برای این توده پیل، لوله حرارتی برای خنک‌کاری در نظر گرفته می‌شود. برای تعیین تعداد سل در توده پیل سوختی، دانستن ولتاژ توده پیل و ولتاژ سل ضروری است. تعداد سل مورد نیاز از معادله (۱) به دست می‌آید.

$$n_{cell} = \frac{V_{stack}}{V_{cell}} \tag{۱}$$

در معادله بالا، V_{cell} ولتاژ سل بر حسب ولت است که از منحنی عملکرد تک سل به دست می‌آید و V_{stack} ولتاژ توده پیل بر حسب ولت است و از معادله (۲) به دست می‌آید.

$$V_{stack} = \frac{P}{I} = \frac{P}{n_{cell} I_{cell} A_{cell}} \tag{۲}$$

P توان خروجی توده پیل، I_{cell} چگالی جریان الکتریکی هر سل و A_{cell} سطح فعال هر سل است. در منحنی قطبش بر اساس شرایط کاری پیل، ولتاژهای کاری مختلفی وجود دارد. انتخاب شرایط عملکردی وابسته به نوع کاربری است. اگر محدودیت فضا وجود نداشته باشد (کاربردهای ساکن)؛ می‌توان از ولتاژ بالاتر در منحنی عملکرد به عنوان نقطه کاری استفاده کرد؛ هر چند که در این حالت بازده بالاتر و مصرف واکنشگرها کمتر می‌شود و به تبع آن سطح فعال پیل بیشتر می‌شود. نسبت سطح به توان از معادله (۳) به دست می‌آید.

$$\frac{A_{cell}}{P} = \frac{1}{n_{cell} V_{cell} I_{cell}} \tag{۳}$$

اگر برای افزایش بازده در منحنی قطبش از نقطه کاری با ولتاژ بالاتر استفاده شود؛ با توجه به کاهش توان، نیاز به تعداد بیشتر سل و یا سطح فعال بزرگ‌تری است. اگر از ولتاژ پایین‌تری استفاده شود؛ توان خروجی افزایش می‌یابد و تعداد سل کمتری نیاز است؛ ولی بازده توده پیل کاهش می‌یابد. ابتدا سطح فعال سل و تعداد سل مورد نیاز باید تعیین شود. توان خروجی مورد نیاز، دامنه ولتاژ خروجی، بازده، محدودیت‌های وزن و حجم و همچنین منحنی قطبش سل از ورودی‌های طراحی توده پیل سوختی است. منحنی قطبش تک سل پیل سوختی، شرایط ورودی برای تعیین ابعاد سل پیل سوختی است؛ اما عملکرد پیل به شرایط کاری وابسته است که این شرایط به ورودی‌های طراحی و قیدهای کاربری مد نظر وابسته است. هر توده پیل سوختی از چندین سل تشکیل شده است. بر اساس منحنی قطبش استخراج شده از مرجع [23] که از تحلیل عددی نهایی پیل

سوختی به دست آمده است؛ در ولتاژ ۰/۶ ولت، چگالی جریان معادل ۰/۸۹ آمپر بر سانتی‌متر مربع است. چنان‌چه سطح فعال پیل ۱۰۰ سانتی‌متر مربع در نظر گرفته شود؛ نیاز به ۴۷ سل برای تأمین توان ۲/۵ کیلووات است.

محاسبه میزان گرمای تولیدی پیل سوختی

در حین کار پیل سوختی، گرما تولید می‌شود. چون راندمان پیل سوختی کمی کمتر از ۵۰ درصد است؛ کمی بیشتر از توان الکتریکی تولیدی پیل سوختی، گرما داخل پیل تولید می‌شود. گرمای تولید شده در پیل سوختی بر اساس فاز بخار محاسبه می‌شود. خروجی انرژی پیل سوختی به سه شکل الکتریسیته، گرمای محسوس و نامحسوس است. برای یک توده پیل سوختی با n_{cell} سل و جریان الکتریکی I، ولتاژ بازگشت‌پذیر V_{rev} (برابر با ۱/۲۵ ولت در دمای ۸۰ درجه سلسیوس) گرمای تولید شده از معادله (۴) به دست می‌آید.

$$\dot{Q} = n_{cell} I (V_{rev} - V_{cell}) \quad (۴)$$

و به صورت تابعی از توان تولیدی به صورت معادله (۵) است.

$$\dot{Q} = W_{ele} \left(\frac{V_{rev}}{V_{cell}} - 1\right) \quad (۵)$$

در ولتاژ ۰/۶ ولت و با توجه به منحنی عملکرد پیل سوختی، چگالی جریان معادل ۰/۸۹ آمپر بر سانتی‌متر مربع است؛ گرمای تولیدی توسط هر سل پیل سوختی به میزان ۵۷ وات تعیین می‌شود. با توجه به محدودیت‌های حجم و وزن، برای هر دو سل که در کنار هم قرار گرفته است؛ یک دسته لوله حرارتی در نظر گرفته می‌شود. در این جا زاویه بین جهت جاذبه و برگشت مایع به قسمت اواپراتور در جهت مخالف در نظر گرفته می‌شود.

ماکزیمم گرمای قابل انتقال توسط لوله حرارتی

همانند سایر سیستم‌ها، عملکرد لوله حرارتی توسط پارامترهای مختلفی محدود می‌شود. به عبارت دیگر، نرخ انتقال حرارت از طریق لوله حرارتی در معرض بعضی محدودیت‌های عملیاتی است. پدیده‌های فیزیکی که ممکن است انتقال گرما در لوله حرارتی را محدود کند، ناشی از اثرات مویینگی، صوتی، کشیدگی، جوشش، راه‌اندازی یخ زده، بخار پیوسته، فشار بخار و اثرات کندانسور است. محدودیت انتقال حرارت بسته به اندازه و شکل لوله، سیال کاری، ساختار فتیله و دما می‌تواند هر یک از محدودیت‌های بالا باشد. کمترین حد در بین این محدودیت‌ها، محدودیت انتقال گرمای حداکثر لوله حرارتی در یک دمای معین را مشخص می‌کند [21].

حد مویینگی

اختلاف فشار مویینگی در فصل مشترک مایع ـ بخار، عملکرد لوله حرارتی را کنترل می‌کند [3]. این حد معمولا حد مویینگی نامیده می‌شود. حد مویینگی شایع‌ترین حد در عملیات لوله‌های حرارتی دما پایین است [21]. حد مویینگی هنگامی رخ می‌دهد که فشار مویینگی برای پمپاژ مایع به اواپراتور کافی نباشد که موجب خشک شدن فتیله انتهای اواپراتور می‌شود. ساختار فیزیکی فتیله یکی از مهم‌ترین عوامل مؤثر برای این حد است. هنگامی که حد مویینگی رخ می‌دهد؛ هر گونه افزایش گرمای ورودی ممکن است موجب آسیب به لوله حرارتی شود [3]. هنگامی که لوله حرارتی در حالت دائم عمل می‌کند؛ یک جریان پیوسته بخار از اواپراتور به کندانسور و یک جریان پیوسته مایع از کندانسور به اواپراتور، از طریق فتیله وجود دارد. این جریان‌ها به دلیل گرادیان فشار بخار (Δp_v) و گرادیان فشار مایع (Δp_l) در امتداد لوله حرارتی است. فشار مویینگی ناشی از انحنا در فصل مشترک مایع ـ بخار ایجاد می‌شود. این فشار مویینگی ($\Delta p_{cap_{max}}$) برای بازگشت جریان مایع به اواپراتور لازم است. همچنین، گرادیان‌های فشار ناشی از تغییر فاز در انتهای اواپراتور ($\Delta p_{e_{phase}}$) و کندانسور ($\Delta p_{c_{phase}}$) و گرادیان‌های فشار ناشی از گرانش (Δp_g) نیز وجود دارد. حد مویینگی به صورت زیر بیان می‌شود [3].

$$\Delta p_{cap_{max}} \geq \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_{e_{phase}} + \Delta p_{c_{phase}} + \Delta p_g \quad (۶)$$

فرم دیگری از معادله (۶) می‌تواند بر اساس زاویه شیب عملیاتی لوله حرارتی تعریف شود [3].

$$\Delta p_{cap_{max}} \geq \Delta p_l + \Delta p_v \pm \Delta p_g \quad (۷)$$

در رابطه بالا، Δp_l افت فشار مورد نیاز برای بازگشت مایع از کندانسور به اواپراتور، Δp_v افت فشار لازم برای جریان دادن بخار

از اواپراتور به کندانسور است و Δp_g هد گرانشی است که تابعی از زاویه شیب لوله حرارتی است. اگر اواپراتور بالاتر از کندانسور قرار داشته باشد، Δp_g نشان دهنده افت فشار است (علامت مثبت در معادله) و جهت معکوس باعث افزایش فشار می‌شود (علامت منفی در معادله) [3]. اختلاف فشار در فصل مشترک مایع و بخار بر اساس معادله (۸) بیان می‌شود [24].

$$\Delta p = \frac{2\sigma\cos\theta}{r} \qquad (۸)$$

σ کشش سطحی، θ زاویه تماس و r شعاع انحنا است. شعاع انحنا در بخش کندانسور خیلی بزرگ است؛ در حالی که تبخیر موجب کاهش شعاع انحنا در اواپراتور می‌شود. نیروی مویینگی به دلیل اختلاف بین شعاع‌های انحنا در کندانسور و اواپراتور ایجاد می‌شود. نیروی محرکه مویینگی به صورت زیر بیان می‌شود [24].

$$\Delta p\left(\frac{\cos\theta_e}{r_e}-\frac{\cos\theta_c}{r_c}\right)_{cap_{max}} \qquad (۹)$$

زیرنویس‌های e و c مربوط به اواپراتور و کندانسور است. معمولا r_c نسبت به r_e بزرگ‌تر است و در نتیجه داریم:

$$\Delta p \frac{2\sigma\cos\theta}{r_e}_{cap_{max}} \qquad (۱۰)$$

افت فشار در فاز مایع (Δp_l)، عمدتا به ساختار فتیله و خواص مایع بستگی دارد. در محاسبات مهندسی، فاز مایع به عنوان جریان مایع در محیط متخلخل مدل می‌شود. از آنجایی که جریان جرمی در اواپراتور و کندانسور ثابت نیست؛ یک طول مؤثر (l_{eff}) برای محیط متخلخل تعریف می‌شود. طول مؤثر که از طریق آن جریان جرمی ثابت است، به صورت تقریبی بر اساس رابطه زیر بیان می‌شود [24].

$$l_{eff} = l_a + (l_e + l_c)/2 \qquad (۱۱)$$

l_a طول بخش آدیاباتیک است که بین بخش‌های اواپراتور و کندانسور قرار دارد. l_e و l_c طول‌های اواپراتور و کندانسور می‌باشند. قانون دارسی برای ارتباط افت فشار فاز مایع به خواص فتیله و مایع استفاده می‌شود [24].

$$\Delta p_l = \frac{\mu_l l_{eff}\dot{m}}{\rho_l K A_w} \qquad (۱۲)$$

در رابطه بالا، μ_l و ρ_l لزجت و چگالی مایع، $\dot{m}$ نرخ جریان مایع، A_w مساحت سطح مقطع فتیله و K نفوذپذیری فتیله است [24].

$$K = \frac{2\varepsilon r_h^2}{f_l Re_l} \qquad (۱۳)$$

در رابطه بالا، ε ضریب تخلخل فتیله، r_h شعاع هیدرولیک، f_l ضریب اصطکاک و Re_l عدد رینولدز برای جریان آرام داخل کانال است [24]. افت فشار در فاز بخار (Δp_v)، شامل افت فشار در ناحیه آدیاباتیک (Δp_{va})، اواپراتور (Δp_{ve}) و کندانسور (Δp_{vc}) است.

$$\Delta p_v = \Delta p_{va} + \Delta p_{ve} + \Delta p_{vc} \qquad (۱۴)$$

به منظور محاسبه افت فشار در بخش آدیاباتیک، فرض می‌شود که جریان بخار در این ناحیه، جریان پویزلی آرام در لوله دایره‌ای است. افت فشار Δp_{va} به صورت زیر بیان می‌شود [24].

$$\Delta p_{va} = \frac{8\mu_v \dot{m} l_a}{\pi \rho_v r_v^4} \qquad (۱۵)$$

در رابطه بالا، r_v شعاع هسته بخار است. با فرض یک بعدی بودن جریان، افت فشار در اواپراتور و کندانسور را می‌توان محاسبه کرد [24].

$$\Delta p_{ve} = \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} \qquad (۱۶)$$

$$\Delta p_{vc} = \frac{-\dot{m}^2}{2\pi^2 \rho_v r_v^4} \qquad (۱۷)$$

پس از جای‌گذاری معادلات و ساده‌سازی داریم:

$$\Delta p_v = \frac{8\mu_v \dot{m} l_a}{\pi \rho_v r_v^4} + 0.074\frac{\dot{m}^2}{\rho_v r_v^4} \qquad (۱۸)$$

به کمک یک پروفیل سرعت پویزلی اصلاح شده و قرار دادن در معادلات ناویر ـ استوکس، Δp_v به صورت زیر بیان می‌شود.

$$\Delta p_v = \frac{8\mu_v \dot{m} l_{eff}}{\pi \rho_v r_v^4} \qquad (۱۹)$$

که l_{eff} در معادله (۱۱) تعریف شده است. هد هیدرواستاتیکی Δp_g به صورت زیر است.

$$\Delta p_g = \rho_l g L \sin\varphi \qquad (۲۰)$$

که φ زاویه شیب لوله حرارتی و L طول کل لوله حرارتی است. با جای‌گذاری معادلات مقدار جریان بازگردشی $\dot{m}$ به صورت زیر به دست می‌آید [24].

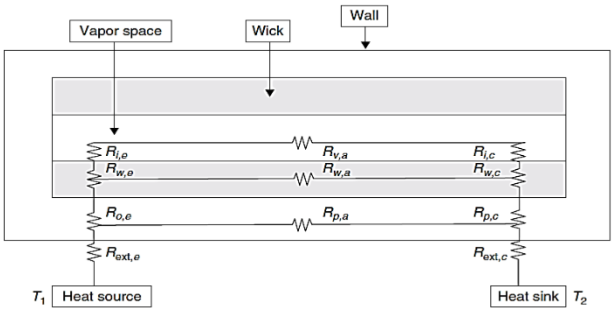
$$\dot{m} = \frac{\Delta pl \sin\varphi_{cap_{max}}}{l_{eff}\left[\frac{\mu_l}{\rho_l K A_w}+\frac{8\mu_v}{\pi\rho_v r_v^4}\right]} \qquad (۲۱)$$

دو ترم $\Delta p_{e_{phase}}$ و $\Delta p_{c_{phase}}$ به ترتیب افت‌های فشار به

علت تبخیر و میعان در فصل مشترک مایع ـ بخار هستند و معمولا می‌توان آن‌ها را نادیده گرفت. به منظور عملکرد مناسب یک لوله حرارتی، فشار مویینگی باید بیشتر یا برابر مجموع افت‌های فشار ناشی از نیروهای اینرسی، لزجت، هیدرواستاتیک و همچنین تغییر فاز باشد. در غیر این صورت سیال کاری نیروی لازم برای غلبه بر تمامی افت فشارها را نداشته و به اواپراتور تحویل داده نمی‌شود و در نتیجه موجب خشک شدن اواپراتور می‌شود [3].

مقاومت حرارتی

رسانایی گرمایی مؤثر در یک لوله بستگی به ساخت و ساز و مواد فتیله داخل لوله حرارتی دارد. برای درک بهتر این موضوع، شکل (۳) را در نظر بگیرید که تمام مقاومت‌ها را از منبع گرم سمت اواپراتور تا سمت سرد که کندانسور است، نشان می‌دهد.



شکل ۳ مقاومت معادل در یک لوله حرارتی [3]

در شکل (۳)، R_{ext} مقاومت در برابر تماس بین منبع گرم و لوله گرمایی، R_{pe}, R_{pc} مقاومت‌ها در برابر هدایت دیواره لوله گرمایی در جهت شعاعی، R_{we}, R_{wc} مقاومت‌ها در برابر ساختار مایع فتیله در جهت شعاعی، $R_{p,a}$ مقاومت‌های هدایت دیواره لوله گرما در جهت محوری، $R_{w,a}$ مقاومت ساختار مایع فتیله در جهت محوری، R_{ic}, R_{ie} مقاومت‌های رابط بخار مایع و R_{va} مقاومت فاز بخار است. مقاومت کل لوله حرارتی ترکیبی است از مقاومت‌های سری و موازی و قابل محاسبه با معادله (۲۲) است.

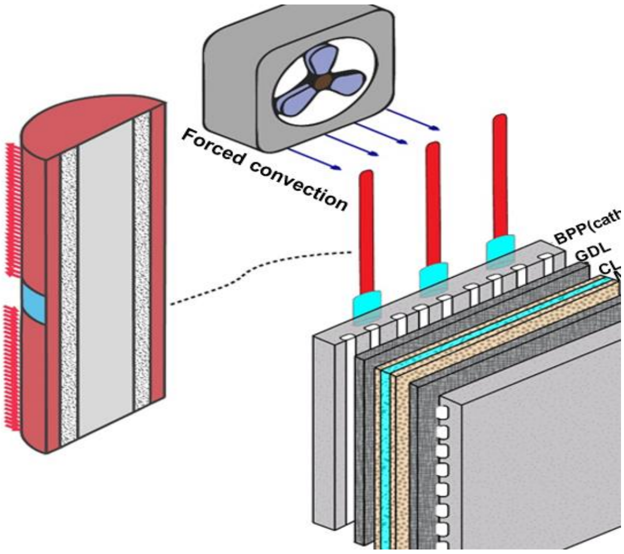
$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{pe} + R_{we} + R_{wc} + R_{pc} + \frac{1}{\frac{1}{R_{va}} + \frac{1}{R_{pa}} + \frac{1}{R_{wa}}}} \tag{۲۲}$$

انتخاب لوله حرارتی

لازم است که به انتخاب لوله حرارتی مناسب برای خنک‌کاری پیل سوختی پرداخته شود. به دلیل اینکه ضخامت صفحه دوقطبی پیل سوختی خیلی نازک است؛ بنابراین از لوله حرارتی تجاری شده با حداقل قطر استفاده شده است. همچنین با بررسی مطالعات پیشین مشخص شده است که لوله حرارتی با قطر ۶ میلی‌متر جهت بارگذاری در پیل مناسب است که این قطر پس از پرس شدن لوله تا ۲ میلی‌متر قابل کاهش است [25]. لوله حرارتی با سطح مقطع دایره‌ای پس از پرس شدن به شکل بیضی در خواهد آمد.

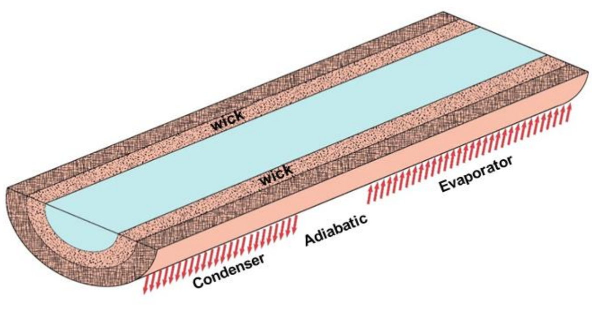
مدل‌سازی کوپلینگ لوله حرارتی با پیل سوختی

مشخصات لوله حرارتی با توجه به ابعاد پیل سوختی برای تعبیه در آن در نظر گرفته شده است. طول اواپراتور، بخش آدیاباتیک و کندانسور به ترتیب ۷۰، ۴۵ و ۸۵ میلی‌متر است. شعاع خارجی و داخلی لوله حرارتی نیز ۲ و ۱ میلی‌متر و ضخامت فتیله ۰/۸ میلی‌متر است. در مورد پیل سوختی نیز، ضخامت، عرض و طول صفحات قطبی، به ترتیب، ۸، ۱۰۰ و ۷۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. مطابق شکل (۴)؛ لوله‌های حرارتی به صورت عمودی در صفحات دو قطبی پیل سوختی قرار گرفته‌اند. مدل‌سازی همزمان الکتروشیمیایی ـ حرارتی پیل سوختی غشا پلیمری بسیار پیچیده است؛ به خصوص اگر لوله حرارتی نیز به عنوان خنک‌کن مورد استفاده قرار گیرد. از این رو در این مقاله بخش الکتروشیمایی پیل سوختی بررسی نمی‌شود و صرفا صفحات قطبی و لوله(ها) حرارتی تعبیه شده در آن مدل‌سازی می‌شود. گرمای تولیدی در پیل سوختی به عنوان شرط مرزی به مدل وارد می‌شود. بخش اواپراتور لوله حرارتی در صفحات دو قطبی پیل سوختی تعبیه شده است تا گرمای تولیدی پیل را گرفته و از طریق کندانسور به محیط اطراف منتقل کند. طول قسمت آدیاباتیک به دلیل فاصله در مسیر انتقال حرارت است و هر چه کوچک‌تر باشد مقاومت لوله حرارتی کاهش خواهد یافت. در این شبیه‌سازی این طول کوچک در نظر گرفته شده است.



شکل ۴ صفحات قطبی پیل سوختی غشا پلیمری همراه با لوله‌های حرارتی

هندسه لوله حرارتی مورد استفاده، در شکل (۵) نشان داده شده است. لوله حرارتی از دو ناحیه سیال و یک ناحیه جامد از جنس مس تشکیل شده است. ناحیه سیال در واقع ناحیه فتیله برای جریان مایع و همچنین ناحیه هسته بخار است. ناحیه جامد نیز مربوط به دیواره خارجی لوله حرارتی است. هر یک از این نواحی به سه بخش اواپراتور، آدیاباتیک و کندانسور تقسیم می‌شود. مشخصات هندسی مدل در آمده است. لوله حرارتی از مس ساخته شده و ساختار فتیله از نوع پودر فلزی است. آب نیز به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. خواص و ویژگی-های فتیله و سیال کاری در جدول (۱) آمده است.



شکل ۵ شماتیک لوله حرارتی به همراه شرایط مرزی

جدول ۱ خواص محفظه، ساختار فتیله، سیال کاری و شرایط عملیاتی[25]

پارامتر	نماد	واحد	مقدار
چگالی	ρ_s	$kg.m^{-3}$	۸۹۷۸
گرمای ویژه	C_{p_s}	$J.kg^{-1}K^{-1}$	۳۸۱
هدایت حرارتی دیواره	k_s	$W.m^{-1}K^{-1}$	۳۸۷/۶
ضریب تخلخل فتیله	ε	–	۰/۵۲
نفوذپذیری فتیله	K	m^{-2}	$1/74\times10^{-12}$
چگالی مایع	ρ_l	$kg.m^{-3}$	۹۹۴
گرمای ویژه مایع	C_{p_l}	$J.kg^{-1}K^{-1}$	۴۱۸۲
هدایت حرارتی مایع	k_l	$W.m^{-1}K^{-1}$	۰/۶
لزجت دینامیکی مایع	μ_l	$kg.m^{-1}s^{-1}$	۰/۰۰۱۰۰۳
چگالی بخار	ρ_v	$kg.m^{-3}$	۰/۵۵۴۲
هدایت حرارتی بخار	k_v	$W.m^{-1}K^{-1}$	۰/۰۲۶۱
لزجت دینامیکی بخار	μ_v	$kg.m^{-1}s^{-1}$	$1/34\times10^{-5}$
فشار اشباع	P_{sat}	Pa	۳۸۳۵۵
دمای اشباع	T_{sat}	K	۳۴۸
گرمای نهان	h_{fg}	$J.kg^{-1}K^{-1}$	2389×10^{3}

مفروضات مدل‌سازی

دامنه محاسباتی لوله گرمایی به سه ناحیه بخار، محیط متخلخل و دیواره جامد تقسیم می‌شود. سیال کاری آب و جنس دیواره و فتیله از مس می‌باشد. مدلی که برای تحلیل لوله گرمایی در نظر گرفته شد به صورت تک فازی است. بدین صورت که بخش بخار و مایع به صورت جداگانه و تک فازی حل می‌شوند. در ابتدا معادلات مومنتوم و پیوستگی بخش بخار با شرایط مرزی دبی جرمی ورودی و خروجی مطابق معادله (۲۳) حل می‌شوند.

$$\dot{m}h_{fg} = \dot{q} \qquad (۲۳)$$

در این رابطه $\dot{m}$ شار جرمی سطح تماس مایع ـ بخار و $\dot{q}$ نرخ شار حرارتی می‌باشد. به دلیل برقراری تعادل جرم علامت $\dot{m}$ در بخش کندانسور منفی و در بخش گرم کننده مثبت می‌باشد.

معادله پیوستگی برای بخش بخار و بخش مایع به ترتیب به صورت معادلات (۲۴ ـ الف) و (۲۴ ـ ب) هستند.

$$\nabla.(\rho\vec{u}_v) = \pm\dot{m} \qquad (الف ـ ۲۴)$$

$$\nabla.(\rho\varepsilon\vec{u}_l) = \pm\dot{m} \qquad (ب ـ ۲۴)$$

در روبط بالا، اندیس‌های v و l مربوط به بخار و مایع است.

معادله مومنتوم برای بخش بخار و بخش مایع به ترتیب به

صورت معادلات (۲۵ ـ الف) و (۲۵ ـ ب) هستند.

$$\nabla.(\rho\vec{u}_v\vec{u}_v) = -\nabla P_v + \nabla.(\mu_v\nabla\vec{u}_v) \quad (۲۵ ـ الف)$$

$$\nabla.(\rho\vec{u}_l\vec{u}_l) = -\varepsilon\nabla P_l + \nabla.(\mu_{eff}\nabla\vec{u}_l) \quad (۲۵ ـ ب)$$

در روبط بالا، ε ضریب تخلخل و اندیس eff مربوط به خاصیت مؤثر در ناحیه متخلخل است که شامل ناحیه جامد متخلخل (فتیله) و مایع قرار گرفته در آن است.

با فرض اینکه دمای بخش مایع تقریبا ثابت است؛ معادله انرژی در بخش بخار به صورت زیر است.

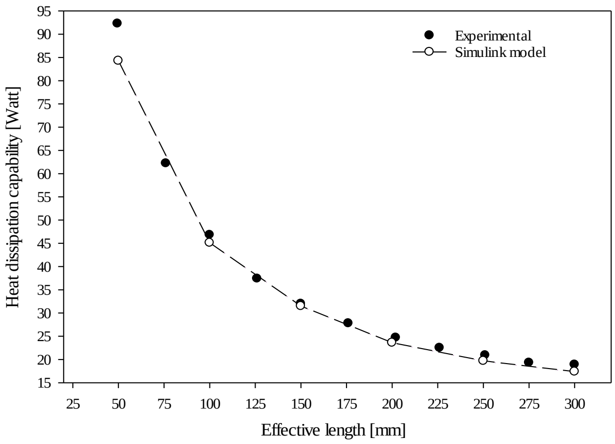
$$\nabla.(\vec{u}_vT) = \nabla.(k_v\nabla T) + S_k \quad (۲۶)$$

در معادله بالا، k ضریب هدایت حرارتی بخار و S_k ترم چشمه مربوط به تولید گرما در فصل مشترک مایع و گاز است. از حل معادلات ناحیه بخار توزیع فشار بخار به دست آمده و فشار در مرز مشترک مایع ـ بخار استخراج می‌شود و دمای بخار نیز از معادله کلازیوس ـ کلاپیرون به دست می‌آید. از آنجا که در مرز مشترک تغییر فاز اتفاق می‌افتد، به دلیل برقراری موازنه انرژی یک چاه حرارتی به اندازه $\dot{m}h_{fg}$ در بخش گرم‌کننده و یک چشمه حرارتی به اندازه $\dot{m}h_{fg}$ در قسمت خنک کننده اعمال می‌شود. با دانستن دما در مرز مشترک به حل کامل معادلات همراه با معادله انرژی در بخش بخار پرداخته می‌شود و توزیع دما و سرعت در ناحیه بخار به دست می‌آید. با فرض یکنواختی دمای مرز بخار اشباع و مایع اشباع معادلات برای بخش مایع نیز حل می‌شوند. دبی ورودی به بخش خنک فتیله و دبی خروجی از بخش گرم فتیله نیز از معادله (۲۳) به دست می‌آید. در کندانسور از شرط مرزی شار حرارتی ثابت با علامت منفی و مقدار برابر با شار حرارتی گرم کننده استفاده شده است.

شرایط مرزی و روش حل عددی

گرمای بخش اواپراتور از یک سطح پیل سوختی اعمال می‌شود و بقیه وجوه پیل عایق در نظر گرفته می‌شوند. در بخش کندانسور شرط مرزی حرارتی برابر با شار حرارتی بخش اوپراتور با علامت منفی و در بخش آدیاباتیک شار حرارتی صفر در نظر گرفته می‌شود. در بخش اواپراتور دبی جرمی خروجی از سمت فتیله به بخار و در بخش کندانسور دبی ورودی از سمت بخار به سمت فتیله در نظر گرفته می‌شود. صفحات قطبی پیل سوختی که لوله‌های حرارتی در آنجا قرار می‌گیرند و شبیه‌سازی شده‌اند؛ از جنس گرافیت (چگالی برابر ۲۲۵۰ کیلوگرم بر متر مکعب، ضریب هدایت حرارتی برابر ۲۴ وات بر متر کلوین و گرمای ویژه برابر ۶۹۰ ژول بر کیلوگرم کلوین) در نظر گرفته شده است. از نرم‌افزار فلوینت برای تحلیل عددی صفحات قطبی پیل سوختی استفاده شده است و معادلات جریان سیال و انتقال حرارت در آنها حل شده است.

الگوریتم سیمپل برای کوپلینگ سرعت و فشار و روش آپ ویند مرتبه دو برای حل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در نظر گرفته شده است. فرض شده است حل عددی هنگامی همگرا می‌گردد که هنگام حل معادلات، تغییری در باقی‌مانده‌ها رخ ندهد. ابتدا وابستگی حل عددی به شبکه، به منظور اطمینان از نتایج حل عددی برای صفحات خنک کاری بررسی شده است. به منظور بررسی عدم وابستگی نتایج به تعداد سلول‌های شبکه، دمای بیشینه سطح به تعداد سلول‌های شبکه بررسی شده است. در شکل (۶) نتایج تست وابستگی به شبکه نشان داده شده است. دمای بیشینه هنگامی که تعداد شبکه محاسباتی از ۷۵۰۰۰۰ می شود، وابستگی بسیار کمی به تعداد شبکه دارد و این تعداد شبکه برای حل معادلات استفاده می‌شود.

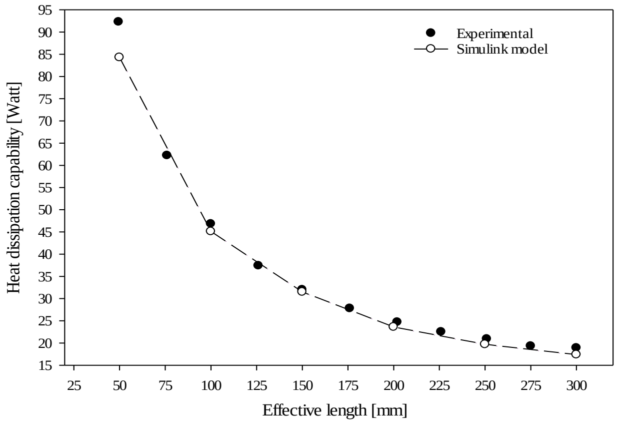


شکل ۶ نتایج تست وابستگی به تعداد شبکه برای صفحات قطبی

نتایج

مدل تحلیل ریاضی لوله حرارتی با ساختار مش با نتایج ارائه شده در مرجع [66] که نتایج سازنده برای لوله حرارتی است؛ مقایسه شده است و در شکل (۷) ارائه شده است. مطابق شکل، نتایج مدل ریاضی با نتایج آزمایشگاهی تطابق بسیار خوبی دارد و حداکثر خطا کمتر ۳ درصد است. بنابراین مدل تحلیل ریاضی

تخمین خوبی از ظرفیت دفع حرارت توسط لوله دارد. لوله حرارتی در نظر گرفته شده در این مطالعه برای به‌کارگیری در پیل سوختی ساختار فتیله، سینتر شده در نظر گرفته شده است.



شکل ۷ مقایسه مدل تحلیل ریاضی و آزمایشگاهی [25] در قالب منحنی ظرفیت دفع گرما توسط لوله حرارتی با فتیله مش بر حسب طول مؤثر

منابع گرمایی در پیل سوختی غشا پلیمری شامل گرمای واکنش، گرمای ناشی از بازگشت‌ناپذیری‌ها، گرمای ناشی از افت اهمی و گرمای ناشی از تغییر فاز آب می‌باشد. بیشترین گرما در لایه کاتالیست کاتد تولید شده و به تبع آن بالاترین دما در این لایه مشاهده می‌شود. دمای کارکرد پیل سوختی از آنجا که با عواملی کلیدی مانند سینتیک واکنش، تداوم کارکرد غشا و مدیریت آب مرتبط است؛ یک پارامتر طراحی مهم محسوب می‌شود.

هدف استفاده از لوله حرارتی در پیل سوختی غشا پلیمری، خنک کاری یکنواخت پیل می‌باشد. در این بخش از مدل‌سازی یک مرتبه یک لوله حرارتی و بار دیگر دو لوله حرارتی با موقعیت‌های مختلف در پیل سوختی استفاده شده و عملکرد حرارتی پیل در این دو حالت بررسی می‌شود. البته در ابتدا توزیع دما در خود لوله حرارتی تنها بررسی می‌شود.

دمای کاری لوله حرارتی ۳۴۸ درجه کلوین در نظر گرفته می‌شود و به این ترتیب توزیع دما از اواپراتور تا کندانسور مطابق شکل (۸) به دست می‌آید. ماکزیمم دما در بخش اواپراتور حدود ۳۶۰/۵ و در بخش کندانسور ۳۴۸ کلوین است که نشان دهنده اختلاف ۱۲ درجه بین این دو بخش خواهد بود. با توجه به تعریف، مقاومت حرارتی لوله حرارتی به صورت $R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{12}{50} = 0.24$ خواهد بود. پایین بودن مقومت حرارتی به معنی بالا بودن ضریب هدایت حرارتی است. در واقع لوله حرارتی به عنوان یک لوله ساده با ضریب هدایت حرارتی بالا عمل می‌کند.

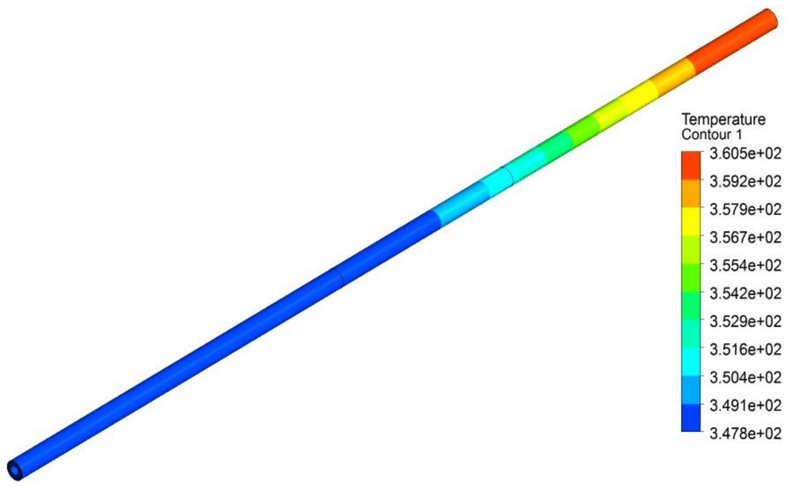
با تعبیه یک لوله گرمایی در داخل صفحه قطبی پیل سوختی و اعمال شار گرمایی ۵۰ وات روی یک سطح سل (سطح پایینی صفحه قطبی)، توزیع دمای داخل این صفحه پیل سوختی مطابق شکل (۹) است. لوله حرارتی در وسط صفحه قطبی نصب شده است. این امر باعث شده که مرکز صفحه قطبی به اندازه کافی خنک گردد. هر چند که هدف این مقاله بررسی خنک‌کاری با لوله حرارتی بوده و دیواره‌های صفحه خنک‌کاری عایق در نظر گرفته شده که صرفا تأثیر لوله حرارتی بررسی شود؛ اما در عمل سطح بیرونی پیل با محیط اطراف تبادل حرارت دارد. تبادل حرارت به روش جابه‌جایی آزاد یا حتی اجباری باعث می‌شود لبه‌های صفحات قطبی که مطابق شکل (۹) دارای دمای بالا هستند نیز خنک شوند. اگر لوله حرارتی دمای بخش میانی پیل سوختی را به اندازه کافی خنک کند؛ از طریق انتقال حرارت از طریق بدنه، می‌توان بخشی از گرمای پیل را دفع کرد و نواحی جانبی پیل را خنک کرد. از این رو محل تعبیه لوله حرارتی مناسب می‌باشد. شار گرمایی اعمال شده در واقع از تحلیل عملکرد الکتروشیمیایی پیل سوختی بر اساس معادله (۵) به دست آمده است. سطوح دیگر عایق در نظر گرفته می‌شوند. همان طور که در شکل مشخص است ماکزیمم دمای پیل برابر با ۳۹۶ کلوین است. ماکزیمم دمای به دست آمده بالا بوده که نشان دهنده ناکافی بودن استفاده از ۱ لوله حرارتی می‌باشد.

با ادغام دو لوله گرمایی در داخل سل پیل سوختی و توزیع یکنواخت شار گرمایی ۵۰ وات روی یک سطح پیل سوختی به توزیع دمای شکل (۱۰) دست می‌یابیم. دو لوله به صورت متقارن در داخل صفحه قطبی پیل سوختی قرار می‌گیرند و در نتیجه نصف هندسه حل می‌شود که به صورت متقارن محوری نسبت به مرکز پیل در نظر گرفته می‌شود. در این حالت فاصله لوله‌ها از کنار پیل ۳۰ میلی‌متر و از مرکز ۲۰ میلی‌متر است. همان طور که در شکل مشخص است ماکزیمم دمای پیل برابر با ۳۶۶ کلوین می‌باشد. که نسبت به حالت قبل که یک لوله حرارتی وجود داشت؛ ۳۰ درجه کاهش دمای ماکزیمم در پیل را داریم. باید توجه داشت که در این حالت تمرکز ماکزیمم دما در کناره‌ها بیشتر از مرکز صفحه قطبی پیل می‌باشد.

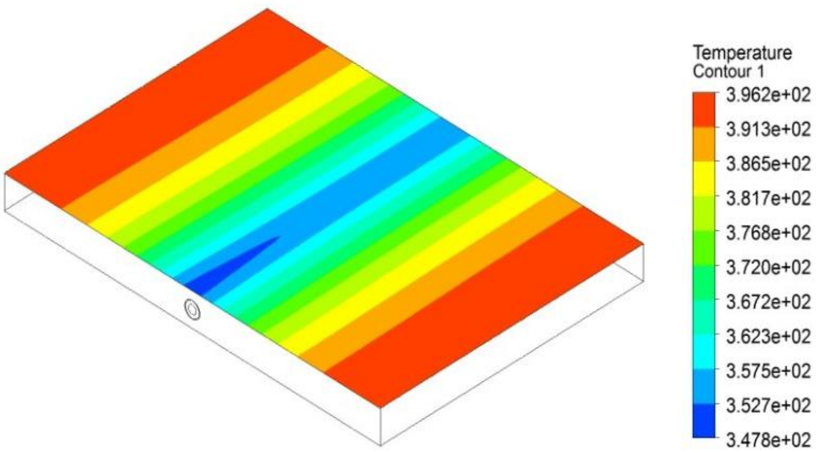
لوله‌های حرارتی در موقعیت‌های دیگری نیز می‌توانند قرار

گیرند. در شکل (۱۱) فاصله لوله‌ها از کنار پیل ۲۵ میلی‌متر و از مرکز ۲۵ میلی‌متر است. همان طور که در شکل مشخص است ماکزیمم دمای پیل برابر با ۳۶۱ کلوین می‌باشد که نسبت به حالت قبل که ۲ لوله حرارتی با توزیع نامتقارن قرار داده شده بود؛ ۵ درجه کاهش دمای ماکزیمم در پیل سوختی را شاهد هستیم. این موضوع نشان می‌دهد که جای‌گذاری متقارن لوله‌ها ماکزیمم دما را کاهش داد و توریع یکنواخت‌تری از دما روی پیل سوختی ایجاد کرد.

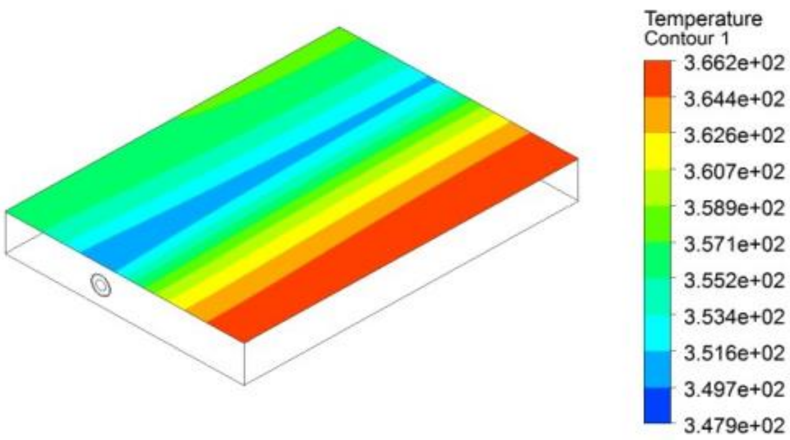
در شکل (۱۲) فاصله لوله‌ها از کنار پیل ۲۰ میلی‌متر و از مرکز ۳۰ میلی‌متر است. همان طور که در شکل مشخص است، ماکزیمم دمای پیل برابر با ۳۶۶ کلوین می‌باشد که نسبت به حالت قبل که ۲ لوله حرارتی با توزیع متقارن تعبه شده بود؛ ۵ درجه افزایش دمای ماکزیمم در پیل را شاهد هستیم. شکل نشان می‌دهد که جای‌گذاری متقارن لوله‌ها ماکزیمم دما را کاهش داده و توریع یکنواخت‌تری از دما روی پیل ایجاد می‌کند. نسبت به حالت اول که فاصله لوله از مرکز ۲۰ میلی‌متر بود ماکزیمم دما عوض نشده؛ ولی مکان ماکزیمم دما به وسط پیل منتقل شده است.



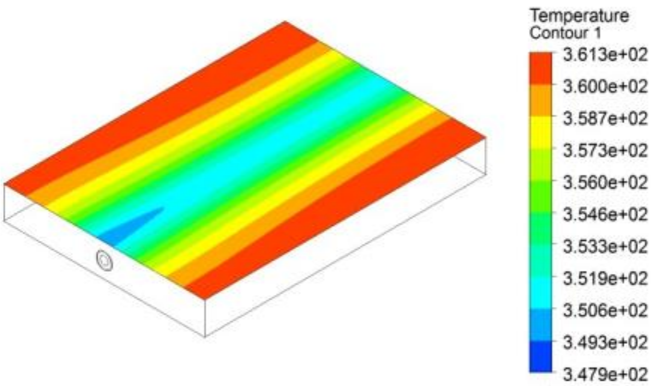
شکل ۸ توریع دما (بر حسب کلوین) در لوله گرمایی



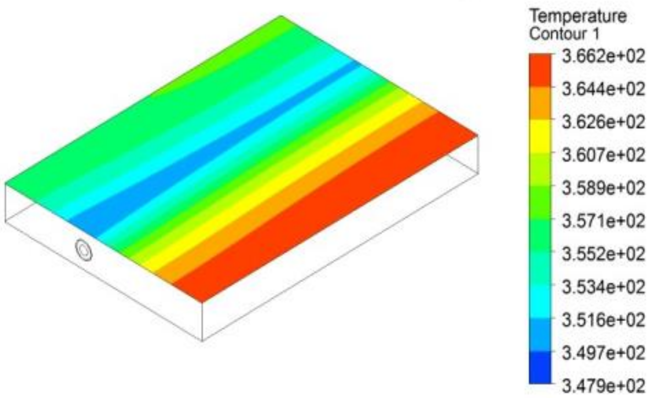
شکل ۹ توزیع دمای (بر حسب کلوین) پیل سوختی با سرمایش به کمک ۱ لوله حرارتی



شکل ۱۰ توزیع دمای (بر حسب کلوین) پیل سوختی با سرمایش به کمک ۲ لوله حرارتی به فاصله ۲۰ میلی‌متری از مرکز پیل



شکل ۱۱ توزیع دمای (بر حسب کلوین) پیل سوختی با سرمایش به کمک ۲ لوله حرارتی به فاصله ۲۵ میلی‌متری از مرکز پیل



شکل ۱۲ توزیع دمای (بر حسب کلوین) پیل سوختی با سرمایش به کمک ۲ لوله حرارتی به فاصله ۳۰ میلی‌متری از مرکز پیل

نتیجه‌گیری

در این مقاله در ابتدا به به شبیه‌سازی ریاضی لوله حرارتی به صورت مجزا از پیل سوختی غشا پلیمری پرداخته شده است. در ادامه لوله یا لوله‌های حرارتی در داخل پیل سوختی تعبیه شده است و به مدل‌سازی عددی همزمان لوله حرارتی ـ پیل سوختی توسط نرم افزار انسیس ـ فلوینت و البته به کمک مدل‌سازی لوله

حرارتی به صورت مجزا پرداخته شده است و تأثیر موقعیت تعبیه و تعداد لوله حرارتی در داخل پیل سوختی جهت خنک‌کاری آن بررسی شده است. نتایج به دست آمده شامل موارد زیر است.

۱. در پیل سوختی انتخاب شده که دارای ماکزیمم دمای ۳۹۶ کلوین است؛ ۱ عدد لوله حرارتی مناسب نیست و به ۲ عدد لوله حرارتی نیاز است. در واقع، از نظر حرارتی ظرفیت لوله حرارتی تنها پاسخگوی دفع گرما از پیل سوختی نیست.

۲. در پیل سوختی انتخاب شده با تعبیه ۲ لوله به صورت متقارن با فاصله لوله‌ها از کنار پیل سوختی ۲۵ میلی‌متر و از مرکز ۲۵ میلی‌متر، بیشینه دمای پیل برابر با ۳۶۱ کلوین می‌شود که نسبت به موقعیت‌های دیگر تعبیه لوله‌ها، شاهد کاهش دمای بیشینه در پیل سوختی هستیم. کاهش ماکزیمم دمای پیل سوختی غشا پلیمری منجر به تبخیر کمتر آب داخل غشا و احتمال کمتر تشکیل نقاط داغ داخل پیل سوختی شده منجر به بهبود عملکرد پیل می‌شود.

۳. جای‌گذاری متقارن لوله‌ها ماکزیمم دما را کاهش داد و توزیع یکنواخت‌تری از دما روی پیل سوختی ایجاد می‌کند. توزیع یکنواخت دما منجر به توزیع یکنواخت دانسیته جریان شده و عملکرد پیل بهبود می‌یابد.

۴. به کمک دو لوله حرارتی با مشخصات ذکر شده و جای‌گذاری مناسب توانستیم دفع گرمای تولیدی در پیل سوختی و دمای عملکرد مجاز آن را برآورده کنیم. توزیع گرمای پیل سوختی به صورت یکنواخت بود و از یک طرف پیل اعمال شد.

واژه نامه

لوله حرارتی	Heat pipe
رسانایی ثابت	Constant conductance
مدیریت حرارت	Heat management
صفحات قطبی	Bipolar plates
شار حرارتی	Heat flux
فصل مشترک بخار – مایع	Vapor-liquid interface

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] G. Zhang, S. G. Kandlikar, “A critical review of cooling techniques in proton exchange membrane fuel cell stacks,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 3, pp. 2412–2429, 2011. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2011.11.010.

[2] E. Afshari, M. Ziaei-Rad, M.M. Dehkordi, “Numerical investigation on a novel zigzag-shaped flow channel design for cooling plates of PEM fuel cells,” *Journal of the Energy Institute*, vol. 90, no. 5, pp. 752-763, 2017. https://doi.org/10.1016/j.joei.2016.07.002.

[3] B. Zohuri, Heat Pipe Design and Technology, Springer, Cham, 2011.

[4] C. Wen, G. Huang, “Application of a thermally conductive pyrolytic graphite sheet to thermal management of a PEM fuel cell,” *Journal of Power Sources*, vol. 178, no. 1, pp. 132–140, 2008. https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2007.12.040.

[5] S. H. Yu, S. Sohn, J.H. Nam, C.-J.J. Kim, “Numerical study to examine the performance of multi-pass serpentine flow-fields for cooling plates in polymer electrolyte membrane fuel cells,” *Journal of Power Sources*, vol. 194, no. 2, pp. 697–703, 2009. https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.06.025.

[6] A. P. Sasmito, J. C. Kurnia, A. S. Mujumdar, “Numerical evaluation of various gas and coolant channel designs for high performance liquid-cooled proton exchange membrane fuel cell stacks,” *Energy*, vol. 44, no. 1, pp. 278–291,

2012. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.030.

[7] B. Boyd, K. Hooman, "Air-cooled micro-porous heat exchangers for thermal management of fuel cells," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 3, pp. 363–367, 2012. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.01.006.

[8] A. Fly, R. H. Thring, "A comparison of evaporative and liquid cooling methods for fuel cell vehicles," International *Journal of Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 32, pp. 14217–14229, 2016. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.089.

[9] S. H. Hwang, M. S. Kim, "An experimental study on the cathode humidification and evaporative cooling of polymer electrolyte membrane fuel cells using direct water injection method at high current densities," *Applied Thermal Engineering*, vol. 99, pp. 635–644, 2016. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.091.

[10] E. J. Choi, J. Y. Park, M. S. Kim, "A comparison of temperature distribution in PEMFC with single-phase water cooling and two-phase HFE-7100 cooling methods by numerical study," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 29, pp. 13406–13419, 2018. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.05.056.

[11] A. Amirfazli, S. Asghari, M. Sarraf, "An investigation into the effect of manifold geometry on uniformity of temperature distribution in a PEMFC stack," *Energy*, vol. 145, pp. 141–151, 2018. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.124.

[12] R. Rullière, F. Lefèvre, M. Lallemand, V. Ayel, G. Burban, C. Romestant, A. Alexandre, "Experimental study of two-phase heat spreaders for PEMFC cooling applications," *14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC)*, Florianópolis, Brazil, 2007.

[13] A. Faghri, Z. Guo, "Integration of heat pipe into fuel cell technology," *Heat Transfer Engineering*, vol. 29, no. 3, pp. 232–238, 2008. https://doi.org/10.1080/01457630701755902.

[14] W. Joung, T. Yu, J. Lee, "Experimental study on the loop heat pipe with a planar bifacial wick structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 7-8, pp. 1573–1581, 2008. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.048.

[15] A. P. Silva, R. M. Galante, P. R. Pelizza, E. Bazzo, "A combined capillary cooling system for fuel cells," *Applied Thermal Engineering*, vol. 41, pp. 104–110, 2012. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.01.008.

[16] J. Clement, X. Wang, "Experimental investigation of pulsating heat pipe performance with regard to fuel cell cooling application," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 268–274, 2013. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.017.

[17] M. V. Oro, E. Bazzo, "Flat heat pipes for potential application in fuel cell cooling," *Applied Thermal Engineering*, vol. 90, pp. 848–857, 2015. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.055.

[18] N. Shirzadi, R. Roshandel, M. B. Shafii, "Integration of Miniature Heat Pipes into a Proton Exchange Membrane Fuel Cell for Cooling Applications," *Heat Transfer Engineering*, vol. 38, no. 18, pp. 1595–1605, 2017. https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1262722.

[19] B. Huang, Q. Jian, L. Luo, X. Bai, "Research on the in-plane temperature distribution in a PEMFC stack integrated with flat-plate heat pipe under different startup strategies and inclination angles," *Applied Thermal Engineering*, vol.

179, pp. 115741-115750, 2020. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115741.

[20] C. W. Chan, E. Siqueiros, J. Ling-Chin, M. Royapoor, A. P. Roskilly, "Heat utilisation technologies: A critical review of heat pipes," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 50, pp. 615–627, 2015. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.028.

[21] A. Faghri, "Heat pipe: review, opportunities and challenges," *Frontiers in Heat Pipes*, vol. 5, no. 1, pp. 11-48, 2014. https://doi.org/10.5098/FHP.5.1.

[22] M. Ramezanizadeh, M. Alhuyi Nazari, M. Hossein Ahmadi, L. Chen, "A review on the approaches applied for cooling fuel cells," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 139, pp. 517–525, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.032.

[23] E. Afshari, "Computational analysis of heat transfer in a PEM fuel cell with metal foam as a flow field," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 139, no. 4, pp. 2423–2434, 2020. https://doi.org/10.1007/s10973-019-08354-x.

[24] F. Issacci, Heat Pipe Vapor Dynamics, University of California, 1990.

[25] A. P. Tetuko, B. Shabani, J. Andrews, "Thermal coupling of PEM fuel cell and metal hydride hydrogen storage using heat pipes," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 7, pp. 4264–4277, 2016. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.12.194